

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-071586

(43)Date of publication of application : 17.03.1995

(51)Int.Cl.

F16H 61/06
// F16H 59:68

(21)Application number : 05-237352

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 30.08.1993

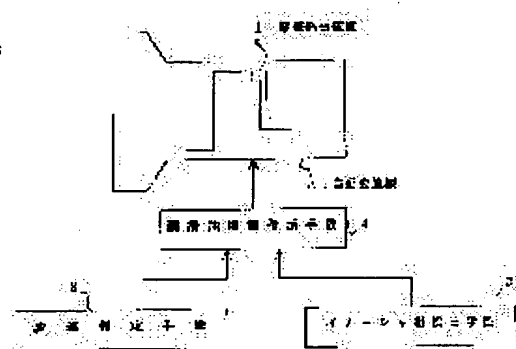
(72)Inventor : TABATA ATSUSHI
HOJO YASUO
KAIKAWA MASATO

(54) HYDRAULIC CONTROL DEVICE OF AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent deterioration of a speed change shock at the time of increasing a lubricating oil amount by way of raising line pressure.

CONSTITUTION: A hydraulic control device of an automatic transmission A to increase a lubricating oil amount supplied to a frictional engagement device 1 at the time of speed change by increasing line pressure high is furnished with a speed change judgement means 2 to judge that speed change is required, an inertia phase detection means 3 to detect starting of an inertia phase and a lubricating oil amount increase instruction means 4 to increase the lubricating oil amount until the inertia phase detection means 3 detects starting of the inertia phase after judgement of speed change by the speed change judgement means 2. Consequently, as engagement pressure of the frictional engagement device 1 after output torque starts changing becomes pressure without influence of line pressure due to increase of the amount of lubricating oil, a speed change shock is not deteriorated.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.*** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] Hydraulic control of an automatic transmission to which the amount of lubricating oils supplied to friction engagement equipment at the time of gear change characterized by providing the following is made to increase by making line pressure high A gear change judging means to judge what should be changed gears An inertia phase detection means to detect initiation of an inertia phase A lubricating oil increase-in-quantity directions means to which said amount of lubricating oils is made to increase until said inertia phase detection means detects initiation of an inertia phase after a judgment of gear change by said gear change judging means

[Claim 2] Hydraulic control of an automatic transmission to which the amount of lubricating oils supplied to friction engagement equipment at the time of gear change characterized by providing the following is made to increase by making line pressure high A lubricating oil increase-in-quantity detection means to detect increase in quantity of said amount of lubricating oils accompanying gear change A back pressure fall directions means to reduce back pressure of an accumulator connected to said friction engagement equipment when it is detected that said amount of lubricating oils is made to increase with this lubricating oil increase-in-quantity detection means

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.*** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] This invention relates to the hydraulic control to which the amount of lubricating oils to friction engagement equipment is made to increase especially by pressure-up control of line pressure about the hydraulic control which controls the amount of lubricating oils to the friction engagement equipment in an automatic transmission.

[0002]

[Description of the Prior Art] With the automatic transmission, the multiplate wet clutch and brake which transmit torque are used as everyone knows by carrying out pressurization contact of the friction material to which impregnation of the lubricating oil was carried out. With this kind of friction engagement equipment, in order to maintain coefficient of friction to a predetermined value and to raise endurance, it is necessary to supply a lubricating oil to that friction surface but, and if a lubricating oil is supplied superfluously, the so-called pump power for dragging, and torque becoming large or sending a lubricating oil twisted on the viscosity of a lubricating oil will become large, and it will invite un-arranging, such as aggravation of the fuel consumption by increase of power loss. Moreover, it is desirable for slipping in those friction engagement equipments to increase transitionally in the so-called clutch two clutch gear change which switches engagement / release condition of two friction engagement equipments to coincidence, and to, make [many] the amount of supply of the lubricating oil to a friction surface on the other hand, in such a case.

[0003] Thus, in order to fill an opposite request, the equipment to which predetermined time and the amount of lubricating oils are made to increase is conventionally proposed by JP,3-157552,A with initiation of gear change. When the amount device of variable flow controlled by the solenoid valve is established in the middle of the oilway from a pressure regulator valve to the lubrication section and initiation of gear change is detected, specifically, this equipment is constituted so that the amount of lubricating oils to the lubrication section may be made to increase according to that amount device of variable flow.

[0004]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] Since the increase in quantity of a lubricating oil to friction engagement equipment is achieved only within between the predetermined time at the time of gear change with the necessity of making [many] the amount of a lubricating oil especially, the opposite request mentioned above can be filled with the conventional equipment mentioned above, but since it is necessary to carry out additional installation of the bulb in which a solenoid valve and this carry out transfer operation, un-arranging [which equipment and control complicate] is.

[0005] By changing to this and making line pressure high at the time of gear change, it is possible to aim at the increase in quantity of a lubricating oil to friction engagement equipment. That is, as a lubricating oil supplied to the friction engagement equipment currently used with the automatic transmission, a part of oil which drives the friction engagement equipment is used, therefore if line pressure is made high, the amount of supply of a lubricating oil will also increase.

[0006] With such equipment, since it is not necessary to newly prepare a bulb, simplification of a configuration can be attained, but since it is controlled in order that line pressure may rationalize tie MIG of engagement and release of friction engagement equipment, if the pressure up of this is carried out for increase of the amount of lubricating oils, a gap arises in a gear change property and un-arranging [of a gear change shock getting worse] arises.

[0007] the situation of the above [this invention] -- taking an example -- ** -- it is **, and in making the

amount of lubricating oils increase by the pressure up of line pressure for the simplification of equipment, it aims at offering the hydraulic control which does not produce aggravation of a gear change shock etc.

[0008]

[Means for Solving the Problem] This invention is characterized by considering as a configuration shown in drawing, in order to attain the above-mentioned purpose. Namely, invention indicated to claim 1 is set to hydraulic control of the automatic transmission A to which the amount of lubricating oils supplied to friction engagement equipment 1 at the time of gear change is made to increase by making line pressure high, as shown in drawing 1. A gear change judging means 2 to judge what should be changed gears, and an inertia phase detection means 3 to detect initiation of an inertia phase, It is characterized by having the lubricating oil increase-in-quantity directions means 4 to which said amount of lubricating oils is made to increase after a judgment of gear change by said gear change judging means 2 until said inertia phase detection means 3 detects initiation of an inertia phase.

[0009] Moreover, invention indicated to claim 2 is set to hydraulic control of the automatic transmission A to which the amount of lubricating oils supplied to friction engagement equipment 1 at the time of gear change is made to increase by making line pressure high. A lubricating oil increase-in-quantity detection means 5 to detect increase in quantity of said amount of lubricating oils accompanying gear change, When it is detected that said amount of lubricating oils is made to increase with this lubricating oil increase-in-quantity detection means 5, it is characterized by having a back pressure fall directions means 7 to reduce back pressure of the accumulator 6 connected to said friction engagement equipment 1.

[0010]

[Function] By this invention, the target automatic transmission A is equipped with the friction engagement equipment 1 with which a lubricating oil is supplied, and the increment in the amount of lubricating oils to this friction engagement equipment 1 is performed by making line pressure high at the time of gear change. The gear change is judged by the gear change judging means 2, and initiation of the inertia phase after initiation of gear change is detected by the inertia phase detection means 3. And the increase in quantity of a lubricating oil to said friction engagement equipment 1 is performed based on the command signal from the lubricating oil increase-in-quantity directions means 4 until the inertia phase detection means 3 detects initiation of an inertia phase, after the gear change judging means 2 judges gear change. That is, since the pressure up of the line pressure of the increment sake in the amount of lubricating oils is not performed after an inertia phase begins, a gear change property is not affected but aggravation of a gear change shock is prevented.

[0011] Moreover, in invention of claim 2, if it is detected by the lubricating oil increase-in-quantity detection means 5 that the quantity of the amount of lubricating oils is increased by the pressure up of line pressure, the back pressure of an accumulator 6 will be reduced based on the command signal from the back pressure fall directions means 7. That is, in friction engagement equipment 1, since it is maintained by the pressure to which ***** of friction engagement equipment 1 makes a gear change property good since the rise of line pressure is offset by the fall of back pressure, aggravation of a gear change shock is prevented.

[0012]

[Example] The example of this invention is explained with reference to a drawing below. Drawing 3 is the block diagram showing the fundamental configuration of one example of this invention, and the example shown here is aimed at the automatic transmission A which can set up one step of five steps of advance and go-astern. Then, first, if the configuration of the gear train of that automatic transmission A is explained, this automatic transmission A is equipped with the torque converter 11 which has the lock-up clutch 10 as a change gear style, the subgear change section 12 which has the epicyclic gear device of a lot, and the main gear change section 13 which sets up two or more ahead stages and astern stages according to 2 sets of epicyclic gear devices. Two steps of Hy Law's changes are performed, and the carrier 14 of that epicyclic gear device is connected with the turbine runner 15 of a torque converter 11, and the subgear change section 12 is a clutch C0 between this carrier 14 and sun gear 16. And one way clutch F0 It is prepared so that it may become the relation of juxtaposition in mutual, and they are a sun gear 16 and Housing Hu further. It is a brake B0 in between. It is prepared.

[0013] On the other hand, ZANGIYA 17 and 18 in each epicyclic gear device of the main gear change section 13 is the 1st clutch C1 between the ring wheels 20 in a left-hand side (front side) epicyclic gear device and the ring wheels 21 of the subgear change section 12. It is prepared and is the 2nd clutch C2 between said sun gear shaft 19 and the ring wheel 21 of the subgear change section 12. It is prepared.

[in / it is prepared in the common sun gear shaft 19, and / this main gear change section 13] While the carrier 22 of the epicyclic gear device on the left-hand side of drawing and the ring wheel 23 of a right-hand side (rear **) epicyclic gear device in the main gear change section 13 are connected in one, the output shaft 24 is connected with these carriers 22 and ring wheels 23.

[0014] And the 1st brake B1 which is a band brake It is prepared so that rotation of the sun gear shaft 19 may be stopped. It is more specifically the 2nd clutch C2. It is prepared in the periphery side of a clutch drum, and they are the sun gear shaft 19 and Housing Hu. In between 2nd brake B-2 which is a multiple disc brake A carrier 25 and housing Hu It is the 1st one way clutch F1 in between. The 3rd brake B3 It is arranged at juxtaposition. [in / further / it is arranged and / the epicyclic gear device of rear **]

[0015] In the automatic transmission A of a configuration of having mentioned above, the gear ratio of one step of five steps of advance and go-astern is set up by engaging and releasing each friction engagement equipment, as shown in drawing 4 . In addition, in drawing 4 , as for O mark, engagement and x mark show release, respectively.

[0016] Each clutch C0 in the above-mentioned automatic transmission A, C1, and C2 And each brake B0, B1, B-2, and B3 The hydraulic control 30 which carries out the feeding and discarding of the oil pressure the 1st thru/or the 3rd solenoid valve S1 for mainly setting up the 1st ** thru/or the 5th **, and an astern stage, S2, and S3 Control and the brake B0 of the lock-up clutch 10 The linear solenoid valve SLU which regulates the pressure of a supply pressure, Rhine oil pressure PL It has the linear solenoid valve SLN for controlling the linear solenoid valve SLT and accumulator back pressure for controlling according to throttle opening. The electronic control (T-ECU) 31 for controlling these solenoid valves is formed. This is what makes a subject arithmetic and program control (CPU), a storage element (ROM, RAM), and an input/output interface. The signal from the input rotational frequency sensor to an automatic transmission A, and the 1st clutch C1 The signal from the rotational frequency sensor of a drum, A vehicle speed signal, the signal from a neutral start switch, the signal from an oil-temperature sensor, the signal from a pattern select switch, the signal from a transmission control switch, the signal from a stop lamp switch, etc. are inputted. Moreover, the electronic control (E-ECU) 32 for engines is mutually connected to this electronic control 31 possible [data communication]. And the signal from a throttle position sensor, the signal from a coolant temperature sensor, etc. are inputted into this electronic control 32 for engines.

[0017] The electronic control 31 for the above-mentioned automatic transmissions outputs a signal so that the engagement and release of a gear ratio or the lock-up clutch 10 which should be set up may be controlled based on each signal inputted and the map which you are made to memorize beforehand and torque down control in the case of gear change may be performed to the electronic control for engines 32.

[0018] In addition, also in the above-mentioned automatic transmission A, line pressure, torque converter oil pressure, and lubrication oil pressure are controlled according to throttle opening. It is the oil pressure PSLT according to the throttle opening which specifically generates the oil pressurized with the hydraulic pump 40 with the linear solenoid valve SLT on the primary regulator bulb 41 whose pressure is regulated to line pressure as shown in drawing 5 . ** is added as a pilot pressure through oilways 42 and 43, and line pressure becomes high, so that an engine load is so large that throttle opening is large. Moreover, oil pressure PSLT which the linear solenoid valve SLT generates It is added to the secondary regulator bulb 44 as a pilot pressure through oilways 42 and 45. This secondary regulator bulb 44 is the oil pressure PSLT from said linear solenoid valve SLT which is a bulb for regulating the pressure of torque converter oil pressure and lubrication oil pressure, and generates the oil pressure according to throttle opening. By being added as a pilot pressure, it is that output oil pressure. Psec, so that pressure regulation level is changed and throttle opening is large. It becomes high. And oil pressure Psec whose pressure was regulated by the secondary regulator bulb 44 The lubrication part 46 is supplied through an oilway 47. Namely, output oil pressure Psec of the secondary regulator bulb 44 which becomes high like line pressure in the friction surface of each friction engagement equipment according to an engine load It is supplied as a lubricating oil.

[0019] Moreover, oil pressure PSLN which the linear solenoid valve SLN for accumulator back-pressure control mentioned above generates As shown in drawing 6 , an oilway 49 is minded from the accumulator control valve 48, and it is 2nd brake B-2. The accumulator 50 of ** is supplied. That is, the property of the accumulator control valve 50 is the accumulator back pressure PACC. It is changed and is 2nd brake B-2 at the time of gear change. Transitional oil pressure is changed. in addition, accumulator back pressure PACC The 3rd brake B3 etc. -- the accumulator for other friction engagement equipments is also supplied.

[0020] By the way, when changing gears between the 3rd ** and the 4th ** in the above-mentioned automatic transmission A so that it may be known from the engagement actuation table shown in drawing 4, it is the 2nd clutch C2. The 1st brake B1 It is necessary to change engagement / release condition into coincidence, therefore gear change between these gear ratios turns into the so-called clutch two clutch gear change. When performing this gear change, it is necessary for it to be necessary to prevent blow going up of an engine and, if it is up shifting, and to maintain these two friction engagement equipments in a predetermined period and the overlap condition, in order to prevent a gear change shock, if it is down shifting, or to maintain in the underlapping condition. In order to perform such control, the above-mentioned automatic transmission A is equipped with the hydraulic circuit shown in drawing 7.

[0021] drawing 7 — setting — sign 70 a 3-4 timing bulb — being shown — this — On the 3-4 timing bulb 70 The import 73 which is open for free passage to the drain oilway 72 of the 3-4 shift bulb 71, The drain insertion pressure port 75 which is open for free passage through an orifice 74 to the drain oilway 72, The 3-4 shift bulb 71 to 2nd brake B-2 Input port 78 which is open for free passage through an orifice 77 to the resulting supply oilway 76, The signal port 79 into which the signal pressure from the linear solenoid valve SLU for lock-up clutches is inputted, and the drain port 80 are formed. moreover — this — To the spool 81 of the 3-4 timing bulb 70 The land 83 which divides between the drain insertion pressure port 75 and import 73, and forms the pressure-receiving side of drain ** in the drain insertion pressure port 75 side while being located in the land 82 which is located in the end, and opens and closes the drain port 80, and the middle, While being located in the other end, it has the land 84 of the minor diameter into which the pressure-receiving side of a supply pressure is formed in, and input port 78 and the drain insertion pressure port 75 are divided. And the land 82 by the side of the end contacts the pressure-receiving piston 86 through a spring 85, and the pressure-receiving piston 86 forms the pressure-receiving side of the signal pressure from the signal port 79.

[0022] The 1st brake B1 The accumulator 87 of ** is the 1st brake B1. Back pressure is changed by connecting with the resulting oilway 88 through the orifice 89 with the oil pressure from the accumulator control valve with which this accumulator 87 is controlled by said linear solenoid valve SLN, and it is the 1st brake B1. ***** is controlled. Moreover, the 2nd clutch C2 The accumulator 90 of ** can change back pressure similarly with the oil pressure from the accumulator control valve controlled by the linear solenoid valve SLN, and it is the 2nd clutch C2. ***** is controlled.

[0023] Moreover, it sets to drawing 7 and a sign 91 is the 2nd clutch C2. A first philharmonic means to receive is constituted. A control port 94 is formed in the edge of the opposite side, this control port 94 minds an orifice 95, and the edge in which the spring 93 which is a C-2 orifice control valve and presses spool 92 in that direction of an axis was formed is the 2nd clutch C2. It is open for free passage. Moreover, to the input port 96 which connected said supply oilway 76, and this input port 96, pars intermedia is open for free passage, and it is intercepted with spool 92, and is the 2nd clutch C2. The connected 2nd clutch port 97 is formed. Furthermore, it mentions later. B-1 control valve 98 is minded, and it is the 1st brake B1. The connected 1st brake port 99 and the drain port 100 opened for free passage and intercepted with spool 92 to this 1st brake port 99 are formed. and — the edge which arranges the spring 93 — the 3rd solenoid valve S3 from — the signal port 101 which inputs signal pressure is formed.

[0024] When B-1 control valve 98 is explained, this It is a bulb for controlling the feeding-and-discarding speed of the oil pressure of the 1st brake B1, and is the 1st brake B1. The signal port 102 which connected the oilway 88 in order to make oil pressure act as signal pressure, The D port 104 connected to the 3-4 shift bulb 71 through the orifice 103, As opposed to this D port 104 A free passage and the brake port 105 where it was intercepted and the oilway 88 was connected, Free passage and cutoff of are done to this brake port 105, and it is the above. The brake port 106 connected to the 1st brake port 99 in the C-2 orifice control valve 91 is formed. The end section of the spool 107 which opens and closes these ports is made to contact a piston 109 through a spring 108. The control port 110 to which a opening is carried out between this spool 107 and piston 109, and the 4th **** is supplied, and the signal pressure port 111 which acts the signal pressure of the linear solenoid valve SLU for lock-up clutches to a piston 109 are formed. In addition, it sets to drawing 7 and a sign 112 is. It is a 2-3 shift bulb, and a sign 113 is the orifice prepared in the drain oilway 74.

[0025] namely, — the 3-4 timing bulb 70 changes from the location shown in the upper half of drawing 7 to the location shown in a lower half — import 73 — the drain port 80 — being open for free passage — the 1st brake B1 from, since exhaust-gas-pressure speed is made quick the — controlling the oil pressure supplied to a control port 79 by the linear solenoid valve SLU in the case of the up shifting to the 3 prompt

4th ** — the 2nd clutch C2 The 1st brake B1 An overlap period is controlled suitably. the [moreover,] — in the case of the down shifting to the 4 prompt 3rd ** The oil pressure supplied to the control port 111 of B- 1 control valve 98 is controlled by the linear solenoid valve SLU, and it is a lever. By controlling the timing from which B-1 control valve 98 changes to the location shown in the upper half of drawing 7 The 1st brake B1 The receiving supply timing of oil pressure is controlled and they are the 2nd clutch C2 and the 1st brake B1. It controls to make an underlapping period proper.

[0026] Even if the friction engagement equipment which participates in the gear change in the clutch two clutch gear change mentioned above is which [of up shifting and down shifting] case, in order to slide violently transitionally and to avoid the fall of the endurance of the friction material in that case, it needs to increase the amount of supply of a lubricating oil. With the automatic transmission A mentioned above for such a purpose, it is line pressure PL. And accumulator back pressure is controlled as follows.

[0027] the flow chart which shows an example of a routine for drawing 8 to control these pressures — it is — first — processing (step 1) of an input signal — carrying out — subsequently — the — it judges whether the up shifting to the 3 prompt 4th ** was judged (step 2). the — the time of the up shifting of last time when the up shifting to the 3 prompt 4th ** is judged — the 2nd clutter C2 The 1st brake B1 It judges whether the tie-up which both has the torque capacity more than predetermined arose (step 3). A return is carried out without controlling especially, if the decision result is "no", if a decision result is "yes", said linear solenoid valve SLT will be controlled, and it is the generating oil pressure PSLT. It is made high (step 4). An example of the property is shown in drawing 9 . As mentioned above, it is this oil pressure PSLT. Since it is the pilot pressure of a secondary regulator bulb, by making this high, lubrication oil pressure becomes high and the amount of lubricating oils increases.

[0028] Moreover, the linear solenoid valve SLN for accumulator back-pressure control is controlled to coincidence, and the back pressure of accumulators 87 and 90 is reduced to it (step 5). Namely, generating oil pressure PSLT of said linear solenoid valve SLT controlled based on throttle opening If it is made high, it is line pressure PL. It will become high at coincidence and ***** of the friction engagement equipment with which this is supplied will become high. In order to correct this, it maintains by making accumulator back pressure low to the same extent as the case where control which makes line pressure high for the increment [a part for the pressure up of line pressure] in the amount of lubricating oils of the oil pressure of phase murder and the gear change transition stage of friction engagement equipment is not performed. Consequently, since the effect of [for the increment in the amount of lubricating oils] is less than a gear change property, aggravation of a gear change shock is prevented. In addition, the oil pressure from the linear solenoid valve SLU for controlling the lock-up clutch 10 in this case describes above. Since the control port 79 of the 3-4 timing bulb 70 is supplied as a pilot pressure, you may control to lower this and to lessen the amount of tie-ups.

[0029] Subsequently, oil pressure PSLT of the linear solenoid valve SLT for line pressure control when it judged whether gear change was completed (step 6), it was under gear change and return and gear change are completed to step 4 The return of the control to which it is made to usually return to a value (oil pressure in the condition of omitting increase-in-quantity control of a lubricating oil) (step 7), and accumulator back pressure is reduced is ended and (step 8) carried out.

[0030] on the other hand — the, when the decision result of step 2 is "no", since the up shifting to the 3 prompt 4th ** is not judged the — if it is judged whether it is the down shifting to the 4 prompt 3rd ** (step 9), a return will be carried out if the decision result is "no", and it is "yes" — the [last] — it judges whether the tie-up arose on the occasion of the down shifting to the 4 prompt 3rd ** (step 10). If a return is carried out and it is "yes", without controlling especially if the decision result is "no", it is the signal pressure PSLT of said linear solenoid valve SLT. It is made high, and the quantity of the amount of lubricating oils is increased (step 11), and fall control (step 12) of accumulator back pressure is performed. And it judges whether gear change was completed (step 13), and if it has not ended, return and after [if it has ended,] performing control of step 7 and step 8, a return is carried out to step 10.

[0031] the example which drawing 10 is a flow chart which shows other control routines, and is shown here — the — it is a thing for the overlap control in the case of the up shifting to the 3 prompt 4th **. That is, after processing an input signal (step 20), a return is carried out, without judging whether D range is set up (step 21), and controlling especially, if the decision result is "no", and if it is "yes", it will progress to step 22. the [based on manual actuation] — in the case of the up shifting to the 3 prompt 4th **, it is for considering as underlapping control.

[0032] At step 22, a return is carried out without judging whether an oil temperature is lower than

predetermined temperature (for example, 10 degrees C), and controlling especially, if an oil temperature is low, and if an oil temperature is beyond predetermined temperature, it will progress to step 23. That is, it is because there will be no fear of a fall of the endurance by pyrexia by friction material even if there is much slipping in friction engagement equipment if an oil temperature is low. and — step 23 — the — it judges whether the up shifting to the 3 prompt 4th ** is judged.

[0033] the — if it is not the up shifting to the 3 prompt 4th **, since it is outside the object of this control — a return — carrying out — the — if it is the up shifting to the 3 prompt 4th **, it will judge whether the linear solenoid valve SLT for controlling line pressure has failed (step 24). If this has not failed, since increase-in-quantity control of a lubricating oil can be performed, it is this generating oil pressure PSLT. It is made high (step 25). Moreover, the amount of overlap is reduced to coincidence (step 26).

[0034] Control of step 25 is the same as control of step 4 mentioned above. moreover, in order that control of step 26 may control the lock-up clutch 10, the oil pressure of the linear solenoid valve SLU is fallen — making — or — It performs by changing the change over stage of the 3-4 timing bulb 70. Thus, after performing control for the control for the increment in the amount of lubricating oils, and overlap reduction, it judges whether the inertia phase began (step 26). When it can judge based on the input rotational frequency of an automatic transmission A, an output rotational frequency, and the change gear ratio after gear change, the inertia phase has not begun as known conventionally and return and an inertia phase begin to step 24, this progresses to step 28 and returns the linear solenoid valve SLT to the usual control. That is, increase-in-quantity control of the amount of lubricating oils is ended. Thus, if increase-in-quantity control of the amount of lubricating oils accompanied by the pressure up of line pressure is performed to initiation of an inertia phase, while burning of friction engagement equipment and the fall of endurance can be prevented, the effect on a gear change property can be avoided and aggravation of a gear change shock can be prevented.

[0035] When the linear solenoid valve SLT has failed, on the other hand, it progresses to step 29, and is the 2nd clutch C2. The amount of overlap with the 1st brake B1 is usually controlled like the time.

[0036] In addition, since an inertia phase is started after it outputs a gear change command signal and fixed time amount passes, the process of step 27 may be transposed to the process which judges whether the timer ended the count of predetermined time, as shown as step 27-1. In that case, the predetermined time defined beforehand is good also as an adjustable amount changed with various kinds of parameters, such as the vehicle speed, and throttle opening or an oil temperature. In addition, when the overlap control in the case of clutch two clutch gear change is not able to be controlled again as expected, in order to prevent the fall of the endurance of friction engagement equipment, it is good also as continuing increase-in-quantity control of the amount of lubricating oils till termination of gear change.

[0037] As mentioned above, although the example of this invention was explained, this invention is not limited to the above-mentioned example, and can be carried out for the automatic transmission equipped with hydraulic circuits other than the hydraulic circuit shown in the gear trains and drawing 7 other than the gear train shown in drawing 3 . Moreover, increase-in-quantity control of the amount of lubricating oils is good also as performing not only in the case of clutch two clutch gear change but in the case of other gear changes.

[0038]

[Effect of the Invention] Though increase-in-quantity control of the amount of lubricating oils accompanied by the pressure up of line pressure is performed according to the hydraulic control of this invention as explained above, since that control is to initiation of an inertia phase, direct effect does not arise in a gear change property, therefore aggravation of a gear change shock can be prevented.

[0039] Moreover, in invention indicated to claim 2, since control to which the back pressure of an accumulator is reduced in parallel to increase-in-quantity control of the amount of lubricating oils accompanied by the pressure up of line pressure is performed, the effect of the pressure up of line pressure to ***** of friction engagement equipment is offset, consequently aggravation of a gear change shock can be prevented.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the rough block diagram showing invention indicated to claim 1 with a functional means.

[Drawing 2] It is the rough block diagram showing invention indicated to claim 2 with a functional means.

[Drawing 3] It is the mimetic diagram mainly showing the gear train in one example of this invention.

[Drawing 4] It is drawing showing the engagement actuation table of the friction engagement equipment for setting up each gear ratio.

[Drawing 5] It is drawing showing the partial hydraulic circuit for regulating the pressure of line pressure and lubrication oil pressure.

[Drawing 6] It is drawing showing the partial hydraulic circuit for controlling the property of the accumulator of the 2nd brake.

[Drawing 7] It is drawing showing an example of the hydraulic circuit for controlling the timing of engagement and release of the 2nd clutch and the 1st brake.

[Drawing 8] It is the flow chart which shows an example of the control routine which performs control for avoiding the effect to increase-in-quantity control of a lubricating oil and **** of friction engagement equipment.

[Drawing 9] It is characteristic ray drawing showing the relation between the generating oil pressure of the linear solenoid valve for controlling line pressure, and throttle opening.

[Drawing 10] It is the flow chart which shows other examples of the control routine which performs control for avoiding the effect to increase-in-quantity control of a lubricating oil and **** of friction engagement equipment.

[Description of Notations]

1 Friction Engagement Equipment

2 Gear Change Judging Means

3 Inertia Phase Detection Means

4 Lubricating Oil Increase-in-Quantity Directions Means

5 Lubricating Oil Increase-in-Quantity Detection Means

6 Accumulator

7 Back Pressure Fall Directions Means

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-71586

(43) 公開日 平成7年(1995)3月17日

(51) IntCl.⁶

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

F 1 6 H 61/06

// F 1 6 H 59:68

審査請求 未請求 請求項の数 2 F D (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願平5-237352

(22) 出願日 平成5年(1993)8月30日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 田端 淳

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 北條 康夫

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 甲斐川 正人

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

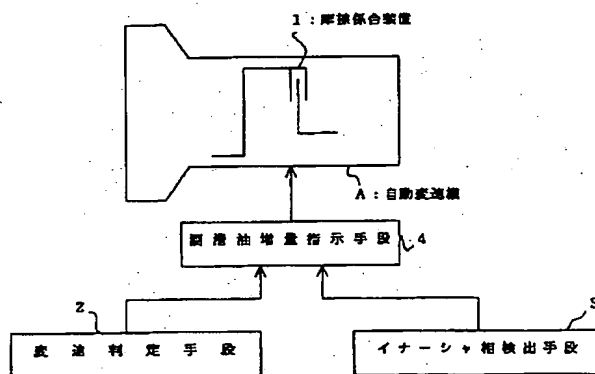
(74) 代理人 弁理士 渡辺 丈夫

(54) 【発明の名称】 自動変速機の油圧制御装置

(57) 【要約】

【目的】 ライン圧を昇圧して潤滑油量を増加させる際の変速ショックの悪化を防止する。

【構成】 変速時に摩擦係合装置1に供給する潤滑油量を、ライン圧を高くすることにより増加させる自動変速機Aの油圧制御装置において、変速を行うべきことを判定する変速判定手段2と、イナーシャ相の開始を検出するイナーシャ相検出手段3と、前記変速判定手段2による変速の判定の後、前記イナーシャ相検出手段3がイナーシャ相の開始を検出するまでの間、前記潤滑油量を増加させる潤滑油増量指示手段4とを備えている。したがって出力トルクが変化した後の摩擦係合装置1の係合圧は、潤滑油の増量のためのライン圧の影響がない圧力になるので、変速ショックが悪化することはない。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 変速時に摩擦係合装置に供給する潤滑油量を、ライン圧を高くすることにより増加させる自動変速機の油圧制御装置において、

変速を行うべきことを判定する変速判定手段と、イナーシャ相の開始を検出するイナーシャ相検出手段と、前記変速判定手段による変速の判定の後、前記イナーシャ相検出手段がイナーシャ相の開始を検出するまでの間、前記潤滑油量を増加させる潤滑油増量指示手段とを備えていることを特徴とする自動変速機の油圧制御装置。

【請求項 2】 変速時に摩擦係合装置に供給する潤滑油量を、ライン圧を高くすることにより増加させる自動変速機の油圧制御装置において、

変速に伴う前記潤滑油量の増量を検出する潤滑油増量検出手段と、この潤滑油増量検出手段によって前記潤滑油量が増量させられていることが検出された場合に前記摩擦係合装置に接続されているアキュムレータの背圧を低下させる背圧低下指示手段とを備えていることを特徴とする自動変速機の油圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】この発明は、自動変速機における摩擦係合装置に対する潤滑油量を制御する油圧制御装置に関し、特にライン圧の昇圧制御によって摩擦係合装置に対する潤滑油量を増加させる油圧制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】周知のように自動変速機では、潤滑油を含浸させた摩擦材同士を加圧接触させることによりトルクの伝達を行う湿式多板クラッチやブレーキが使用されている。この種の摩擦係合装置では、摩擦係数を所定値に維持し、また耐久性を向上させるために、その摩擦面に潤滑油を供給する必要があるが、潤滑油を過剰に供給すると、潤滑油の粘性によるいわゆる引摺りトルクが大きくなったり、あるいは潤滑油を送るためのポンプ動力が大きくなったりして動力損失の増大による燃費の悪化などの不都合を招来する。また一方、二つの摩擦係合装置の係合・解放状態を同時に切換えるいわゆるクラッチ・ツウ・クラッチ変速の場合には、それらの摩擦係合装置での滑りが過渡的に増大することがあり、このような場合には、摩擦面への潤滑油の供給量を多くすることが好ましい。

【0003】このように相反する要請を満たすため、従来、変速の開始に伴って、所定時間、潤滑油量を増加させる装置が特開平 3-157552号によって提案されている。この装置は、具体的には、プレッシャーレギュレータバルブから潤滑部に至る油路の途中に、ソレノイドバルブで制御される可変流量機構を設け、変速の開始が検出された場合に、その可変流量機構によって潤滑部に対する潤滑油量を増加させるように構成されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】上述した従来の装置では、潤滑油の量を特に多くする必要のある変速時の所定時間の間に限って摩擦係合装置に対する潤滑油の増量が図られるから、上述した相反する要請を満たすことができるが、ソレノイドバルブやこれによって切換え動作させられるバルブを追加設置する必要があるため、装置や制御が複雑化する不都合がある。

【0005】これに替えて変速時にライン圧を高くすることにより、摩擦係合装置に対する潤滑油の増量を図ることが考えられる。すなわち自動変速機で使用されている摩擦係合装置に供給する潤滑油として、その摩擦係合装置を駆動するオイルの一部が使用されており、したがってライン圧を高くすれば、潤滑油の供給量も増大する。

【0006】このような装置であれば、新たにバルブを設ける必要がないので、構成の簡素化を図ることができるが、ライン圧は摩擦係合装置の係合・解放のタイミングを適正化するために制御されているので、これを潤滑油量の増大のために昇圧するとすれば、変速特性にずれが生じ、変速ショックが悪化するなどの不都合が生じる。

【0007】この発明は上記の事情に鑑みてなされたもので、装置の簡素化のためにライン圧の昇圧によって潤滑油量を増加させるにあたり、変速ショックの悪化などを生じることのない油圧制御装置を提供することを目的とするものである。

【0008】

【課題を解決するための手段】この発明は、上記の目的を達成するために、図に示す構成としたことを特徴とするものである。すなわち請求項 1 に記載した発明は、図 1 に示すように、変速時に摩擦係合装置 1 に供給する潤滑油量を、ライン圧を高くすることにより増加させる自動変速機 A の油圧制御装置において、変速を行うべきことを判定する変速判定手段 2 と、イナーシャ相の開始を検出するイナーシャ相検出手段 3 と、前記変速判定手段 2 による変速の判定の後、前記イナーシャ相検出手段 3 がイナーシャ相の開始を検出するまでの間、前記潤滑油量を増加させる潤滑油増量指示手段 4 とを備えていることを特徴とするものである。

【0009】また請求項 2 に記載した発明は、変速時に摩擦係合装置 1 に供給する潤滑油量を、ライン圧を高くすることにより増加させる自動変速機 A の油圧制御装置において、変速に伴う前記潤滑油量の増量を検出する潤滑油増量検出手段 5 と、この潤滑油増量検出手段 5 によって前記潤滑油量が増量させられていることが検出された場合に前記摩擦係合装置 1 に接続されているアキュムレータ 6 の背圧を低下させる背圧低下指示手段 7 とを備えていることを特徴とするものである。

【0010】

【作用】この発明で対象とする自動変速機 A は、潤滑油

の供給される摩擦係合装置 1 を備えており、この摩擦係合装置 1 に対する潤滑油量の増加は、変速時に、ライン圧を高くすることにより行われる。その変速は変速判定手段 2 によって判定され、また変速の開始後のイナーシャ相の開始はイナーシャ相検出手段 3 によって検出される。そして前記摩擦係合装置 1 に対する潤滑油の増量は、変速判定手段 2 が変速を判定した後、イナーシャ相検出手段 3 がイナーシャ相の開始を検出するまでの間、潤滑油増量指示手段 4 からの指令信号に基づいて行われる。すなわちイナーシャ相が開始した後は、潤滑油量の増加のためのライン圧の昇圧を行わないから、変速特性に影響が出ず、変速ショックの悪化が防止される。

【0011】また請求項 2 の発明では、ライン圧の昇圧によって潤滑油量が増量されていることが潤滑油増量検出手段 5 で検出されると、背圧低下指示手段 7 からの指令信号に基づいてアキュムレータ 6 の背圧が低下せられる。すなわち摩擦係合装置 1 においては、ライン圧の上昇が背圧の低下によって相殺されるので、摩擦係合装置 1 の係合圧が変速特性を良好にする圧力に維持されるので、変速ショックの悪化が防止される。

【0012】

【実施例】 つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。図 3 はこの発明の一実施例の基本的な構成を示すブロック図であって、ここに示す例は、前進 5 段・後進 1 段を設定することのできる自動変速機 A を対象とするものである。そこでまず、その自動変速機 A の歯車列の構成について説明すると、この自動変速機 A は、変速機構としてロックアップクラッチ 10 を有するトルクコンバータ 11 と、一組の遊星歯車機構を有する副変速部 12 と、二組の遊星歯車機構によって複数の前進段と後進段とを設定する主変速部 13 とを備えている。副変速部 12 は、ハイ・ローの二段の切換えを行うものであって、その遊星歯車機構のキャリア 14 がトルクコンバータ 11 のタービンランナ 15 に連結されており、またこのキャリア 14 とサンギヤ 16 との間にはクラッチ C0 および一方向クラッチ F0 が相互に並列の関係になるように設けられ、さらにサンギヤ 16 とハウジング Hu との間にブレーキ B0 が設けられている。

【0013】一方、主変速部 13 の各遊星歯車機構におけるサンギヤ 17、18 は、共通のサンギヤ軸 19 に設けられており、この主変速部 13 における左側（フロント側）の遊星歯車機構におけるリングギヤ 20 と副変速部 12 のリングギヤ 21 との間に第 1 クラッチ C1 が設けられ、また前記サンギヤ軸 19 と副変速部 12 のリングギヤ 21 との間に第 2 クラッチ C2 が設けられている。主変速部 13 における図の左側の遊星歯車機構のキャリア 22 と右側（リヤ側）の遊星歯車機構のリングギヤ 23 とが一体的に連結されるとともに、これらのキャリア 22 とリングギヤ 23 とに出力軸 24 が連結されている。

【0014】そしてバンドブレーキである第 1 ブレーキ B1 がサンギヤ軸 19 の回転を止めるように設けられ、より具体的には第 2 クラッチ C2 のクラッチドラムの外周側に設けられており、またサンギヤ軸 19 とハウジング Hu との間に、多板ブレーキである第 2 ブレーキ B2 が配置されており、さらにリヤ側の遊星歯車機構におけるキャリア 25 とハウジング Hu との間に第 1 方向クラッチ F1 と第 3 ブレーキ B3 とが並列に配置されている。

【0015】上述した構成の自動変速機 A においては、各摩擦係合装置を図 4 に示すように係合・解放することにより前進 5 段・後進 1 段の変速段が設定される。なお、図 4 において○印は係合、×印は解放をそれぞれ示す。

【0016】上記の自動変速機 A における各クラッチ C0、C1、C2 および各ブレーキ B0、B1、B2、B3 に油圧を給排する油圧制御装置 30 は、第 1 速ないし第 5 速および後進段を主に設定するための第 1 ないし第 3 のソレノイドバルブ S1、S2、S3 と、ロックアップクラッチ 10 の制御およびブレーキ B0 の供給圧の調圧を行うリニアソレノイドバルブ SLU と、ライン油圧 PL をスロットル開度に応じて制御するためのリニアソレノイドバルブ SLT と、アキュムレータ背圧を制御するためのリニアソレノイドバルブ SLN とを備えている。これらのソレノイドバルブを制御するための電子制御装置（T-ECU）31 が設けられており、これは中央演算処理装置（CPU）および記憶素子（ROM、RAM）ならびに入出力インターフェースを主体とするものであって、自動変速機 A への入力回転数センサーからの信号、第 1 クラッチ C1 のドラムの回転数センサーからの信号、車速信号、ニュートラルスタートスイッチからの信号、油温センサーからの信号、パターンセレクトスイッチからの信号、トランスミッションコントロールスイッチからの信号、ストップランプスイッチからの信号などが入力されている。またこの電子制御装置 31 にはエンジン用電子制御装置（E-ECU）32 が相互にデータ通信可能に接続されている。そしてこのエンジン用電子制御装置 32 にはスロットルポジションセンサーからの信号や水温センサーからの信号等が入力されている。

【0017】上記の自動変速機用の電子制御装置 31 は、入力される各信号および予め記憶させられているマップに基づいて、設定すべき変速段やロックアップクラッチ 10 の係合・解放を制御し、またエンジン用電子制御装置に 32 に変速の際のトルクダウン制御を実行するよう信号を出力するようになっている。

【0018】なお、上記の自動変速機 A においてもスロットル開度に応じてライン圧およびトルクコンバータ油圧ならびに潤滑油圧を制御するようになっている。具体的には、図 5 に示すように、油圧ポンプ 40 で加圧したオイルをライン圧に調圧するプライマリレギュレータバ

ルブ41に、リニアソレノイドバルブSLTで発生するスロットル開度に応じた油圧PSLTが油路42、43を介してパイロット圧として加えられ、スロットル開度が大きいほど、すなわちエンジン負荷が大きいほど、ライン圧が高くなるようになっている。またそのリニアソレノイドバルブSLTが発生する油圧PSLTは、セカンダリーレギュレータバルブ44に油路42、45を介してパイロット圧として加えられている。このセカンダリーレギュレータバルブ44は、トルクコンバータ油圧および潤滑油圧を調圧するためのバルブであって、スロットル開度に応じた油圧を発生する前記リニアソレノイドバルブSLTからの油圧PSLTがパイロット圧として加えられることにより、調圧レベルが変更され、スロットル開度が大きいほどその出力油圧Psecが高くなるようになっている。そしてセカンダリーレギュレータバルブ44で調圧された油圧Psecが潤滑箇所46へ油路47を介して供給される。すなわち各摩擦係合装置の摩擦面には、ライン圧と同様に、エンジン負荷に応じて高くなるセカンダリーレギュレータバルブ44の出力油圧Psecが潤滑油として供給される。

【0019】また前述したアキュムレータ背圧制御用のリニアソレノイドバルブSLNが発生する油圧PSLNは、図6に示すように、アキュムレータコントロールバルブ48から油路49を介して第2ブレーキB2用のアキュムレータ50に供給される。すなわちアキュムレータコントロールバルブ50の特性がアキュムレータ背圧PACCによって変更され、変速時の第2ブレーキB2の過渡的な油圧が変更される。なお、アキュムレータ背圧PACCは、第3ブレーキB3などの他の摩擦係合装置のためのアキュムレータにも供給される。

【0020】ところで図4に示す係合作動表から知られるように、上記の自動変速機Aでは、第3速と第4速との間で変速を行う場合、第2クラッチC2と第1ブレーキB1との係合・解放状態を同時に変更する必要がある、したがってこれらの変速段の間での変速がいわゆるクラッチ・ツウ・クラッチ変速となる。この変速を実行する場合、アップシフトであればエンジンの吹き上りを防止し、またダウンシフトであれば、変速ショックを防止するために、これら二つの摩擦係合装置を所定期間、オーバーラップ状態に維持し、もしくはアンダーラップ状態に維持する必要がある。このような制御を行うために上記の自動変速機Aには図7に示す油圧回路が備えられている。

【0021】図7において符号70は3-4タイミングバルブを示し、この3-4タイミングバルブ70には、3-4シフトバルブ71のドレン油路72に連通するインポート73と、そのドレン油路72にオリフィス74を介して連通するドレン圧入力ポート75と、3-4シフトバルブ71から第2ブレーキB2に至る供給油路76にオリフィス77を介して連通する入力ポート78と、ロック

アップクラッチ用のリニアソレノイドバルブSLUからの信号圧を入力される信号ポート79と、ドレンポート80とが設けられている。またこの3-4タイミングバルブ70のスプール81には、その一端に位置しかつドレンポート80を開閉するランド82と、中間に位置するとともにドレン圧入力ポート75とインポート73との間を仕切りかつドレン圧入力ポート75側にドレン圧の受圧面を形成しているランド83と、他端に位置するとともに供給圧の受圧面を形成しかつ入力ポート78とドレン圧入力ポート75とを仕切る小径のランド84とを備えている。そしてその一端側のランド82はスプリング85を介して受圧ピストン86に当接し、また受圧ピストン86は信号ポート79からの信号圧の受圧面を形成している。

【0022】第1ブレーキB1用のアキュムレータ87は、第1ブレーキB1に至る油路88に、オリフィス89を介して接続されており、このアキュムレータ87は、前記リニアソレノイドバルブSLNによって制御されるアキュムレータコントロールバルブからの油圧によって背圧が変えられて第1ブレーキB1の係合圧を制御する。また第2クラッチC2用のアキュムレータ90も同様に、リニアソレノイドバルブSLNによって制御されるアキュムレータコントロールバルブからの油圧によって背圧を変えられて第2クラッチC2の係合圧を制御する。

【0023】また図7において符号91は、第2クラッチC2に対するファーストフィル手段を構成するC-2オリフィスコントロールバルブであって、スプール92をその軸線方向に押圧するスプリング93を設けた端部とは反対側の端部に制御ポート94が形成され、この制御ポート94は、オリフィス95を介して第2クラッチC2に連通されている。また中間部には、前記供給油路76を接続した入力ポート96と、この入力ポート96に対してスプール92により連通・遮断されかつ第2クラッチC2が接続された第2クラッチポート97とが形成されている。さらに後述するB-1コントロールバルブ98を介して第1ブレーキB1に接続された第1ブレーキポート99と、この第1ブレーキポート99に対してスプール92により連通・遮断されるドレンポート100とが形成されている。そしてスプリング93を配置してある端部には第3ソレノイドバルブS3からの信号圧を入力する信号ポート101が形成されている。

【0024】B-1コントロールバルブ98について説明すると、これは、第1ブレーキB1の油圧の給排速度を制御するためのバルブであり、第1ブレーキB1の油圧を信号圧として作用させるために油路88を接続した信号ポート102と、3-4シフトバルブ71にオリフィス103を介して接続したDポート104と、このDポート104に対して連通・遮断されかつ油路88が接続されたブレーキポート105と、このブレーキポート10

5に対して連通・遮断されかつ前記の C-2オリフィスコントロールバルブ91における第1ブレーキポート99に接続されたブレーキポート106とが形成されている。これらのポートの開閉を行うスプール107の一端部はスプリング108を介してピストン109に当接させられている。このスプール107とピストン109との間に開口しかつ第4速圧が供給される制御ポート110と、ピストン109に対してロックアップクラッチ用リニアソレノイドバルブSLUの信号圧を作用される信号圧ポート111とが形成されている。なお、図7において符号112は2-3シフトバルブであり、また符号113はドレン油路74に設けたオリフィスである。

【0025】すなわち3-4タイミングバルブ70が図7の上半分に示す位置から下半分に示す位置に切り替わるにより、インポート73がドレンポート80に連通して第1ブレーキB1からの排圧速度を速くするので、第3速から第4速へのアップシフトの際に、リニアソレノイドバルブSLUによって制御ポート79に供給する油圧を制御することにより、第2クラッチC2と第1ブレーキB1とのオーバーラップ期間を適宜に制御するようになっている。また第4速から第3速へのダウンシフトの際には、B-1コントロールバルブ98の制御ポート111に供給する油圧をリニアソレノイドバルブSLUによって制御してこのB-1コントロールバルブ98が図7の上半分に示す位置に切り替わるタイミングを制御することにより、第1ブレーキB1に対する油圧の供給タイミングを制御して第2クラッチC2と第1ブレーキB1のアンダーラップ期間を適宜にするように制御するようになっている。

【0026】上述したクラッチ・ツウ・クラッチ変速の場合、その変速に関与する摩擦係合装置は、アップシフトおよびダウンシフトのいずれの場合であっても、過渡的に激しく滑ることがあり、その際の摩擦材の耐久性の低下を避けるために潤滑油の供給量を増加する必要がある。このような目的のために、上述した自動変速機Aでは、ライン圧PLおよびアキュムレータ背圧を以下のように制御する。

【0027】図8はこれらの圧力を制御するためのルーチンの一例を示すフローチャートであって、先ず入力信号の処理(ステップ1)を行い、ついで第3速から第4速へのアップシフトが判定されたか否かを判断する(ステップ2)。第3速から第4速へのアップシフトが判定された場合には、前回のアップシフトの際に第2クラッチC2と第1ブレーキB1とが共に所定以上のトルク容量を持つタイアップが生じたか否かを判断する(ステップ3)。その判断結果が“ノー”であれば、特に制御を行わずにリターンし、判断結果が“イエス”であれば、前記リニアソレノイドバルブSLTを制御してその発生油圧PSLTを高くする(ステップ4)。その特性の一例を図9に示してある。前述したようにこの油圧PSLTはセ

カンダリーレギュレータバルブのパイロット圧となっているので、これを高くすることにより潤滑油圧が高くなり、潤滑油量が増加する。

【0028】また同時にアキュムレータ背圧制御用のリニアソレノイドバルブSLNを制御してアキュムレータ87、90の背圧を低下させる(ステップ5)。すなわち、スロットル開度に基づいて制御される前記リニアソレノイドバルブSLTの発生油圧PSLTを高くすると、ライン圧PLが同時に高くなり、これが供給される摩擦係合装置の係合圧が高くなってしまふ。これを是正するためにアキュムレータ背圧を低くすることによりライン圧の昇圧分を相殺し、摩擦係合装置の変速過渡期の油圧を、潤滑油量の増加のためにライン圧を高くする制御を行わなかった場合と同程度に維持する。その結果、潤滑油量の増加のための影響が変速特性に及ばないので、変速ショックの悪化が防止される。なおこの場合、ロックアップクラッチ10を制御するためのリニアソレノイドバルブSLUからの油圧が前記3-4タイミングバルブ70の制御ポート79にパイロット圧として供給されているから、これを下げてタイアップ量を少なくするように制御してもよい。

【0029】ついで変速が終了したか否かを判断し(ステップ6)、変速中であればステップ4に戻り、また変速が終了した場合には、ライン圧制御のためのリニアソレノイドバルブSLTの油圧PSLTを通常値(潤滑油の増量制御を行っていない状態の油圧)に復帰させ(ステップ7)、またアキュムレータ背圧を低下させる制御を終了し(ステップ8)、リターンする。

【0030】一方、第3速から第4速へのアップシフトが判定されていないためにステップ2の判断結果が“ノー”の場合には、第4速から第3速へのダウンシフトか否かが判断され(ステップ9)、その判断結果が“ノー”であればリターンし、“イエス”であれば、前回の第4速から第3速へのダウンシフトの際にタイアップが生じたか否かを判断する(ステップ10)。その判断結果が“ノー”であれば特に制御を行うことなくリターンし、“イエス”であれば前記リニアソレノイドバルブSLTの信号圧PSLTを高くして潤滑油量を増量し(ステップ11)、またアキュムレータ背圧の低下制御(ステップ12)を実行する。そして変速が終了したか否かを判断し(ステップ13)、終了していなければステップ10に戻り、終了していればステップ7およびステップ8の制御を行った後にリターンする。

【0031】図10は他の制御ルーチンを示すフローチャートであって、ここに示す例は、第3速から第4速へのアップシフトの場合のオーバーラップ制御のためのものである。すなわち入力信号の処理(ステップ20)を行った後に、Dレンジが設定されているか否かを判断し(ステップ21)、その判断結果が“ノー”であれば、特に制御を行うことなくリターンし、また“イエス”で

あれば、ステップ 22 に進む。マニュアル操作に基づく第 3 速から第 4 速へのアップシフトの場合はアンダーラップ制御とするためである。

【0032】ステップ 22 では、油温が所定温度（例えば 10℃）より低いかなんかを判断し、油温が低ければ、特に制御することなくリターンし、油温が所定温度以上であれば、ステップ 23 に進む。すなわち油温が低ければ、摩擦係合装置での滑りが多くても摩擦材での発熱による耐久性の低下のおそれがないからである。そしてステップ 23 では、第 3 速から第 4 速へのアップシフトが判定されているかなんかを判断する。

【0033】第 3 速から第 4 速へのアップシフトでなければ、この制御の対象外であるのでリターンし、第 3 速から第 4 速へのアップシフトであれば、ライン圧を制御するためのリニアソレノイドバルブ SLT がフェールしているかなんかを判断する（ステップ 24）。これがフェールしていなければ、潤滑油の増量制御を行うことができるので、この発生油圧 PSLT を高くする（ステップ 25）。また同時にオーバーラップ量を低減する（ステップ 26）。

【0034】ステップ 25 の制御は、前述したステップ 4 の制御と同様である。またステップ 26 の制御は、例えばロックアップクラッチ 10 を制御するためにリニアソレノイドバルブ SLU の油圧を低下させ、あるいは 3-4 タイミングバルブ 70 の切換時期を変更することによって実行される。このように潤滑油量の増加のための制御およびオーバーラップ低減のための制御を行った後に、イナーシャ相が開始したかなんかを判断する（ステップ 26）。これは、従来知られているように、自動変速機 A の入力回転数および出力回転数ならびに変速後の変速比に基づいて判断することができ、イナーシャ相が開始していない場合にはステップ 24 に戻り、またイナーシャ相が開始した場合には、ステップ 28 に進んでリニアソレノイドバルブ SLT を通常の制御に復帰させる。すなわち潤滑油量の増量制御を終了する。このようにイナーシャ相の開始までライン圧の昇圧を伴う潤滑油量の増量制御を実行すれば、摩擦係合装置の焼損や耐久性の低下を防止できると同時に、変速特性への影響を回避して変速ショックの悪化を防止することができる。

【0035】一方、リニアソレノイドバルブ SLT がフェールしている場合には、ステップ 29 に進んで第 2 クラッチ C2 と第 1 ブレーキ B1 とのオーバーラップ量を通常時と同様に制御する。

【0036】なお、イナーシャ相は、変速指令信号を出力して一定時間が経過した後に開始するので、ステップ 27 のプロセスはステップ 27-1 として示してあるように、タイマが所定時間のカウントを終了したかなんかを判断するプロセスに置き換えてもよい。その場合、予め定める所定時間は、車速やスロットル開度あるいは油温などの各種のパラメータによって変更される可変量とし

てもよい。なおまたクラッチ・ツウ・クラッチ変速の際のオーバーラップ制御を所期どおりに制御できなかった場合には、摩擦係合装置の耐久性の低下を防止するために、潤滑油量の増量制御を変速の終了まで継続することとしてもよい。

【0037】以上、この発明の実施例について説明したが、この発明は上記の実施例に限定されるものではないのであって、図 3 に示す歯車列以外の歯車列や図 7 に示す油圧回路以外の油圧回路を備えた自動変速機を対象として実施することができる。また潤滑油量の増量制御は、クラッチ・ツウ・クラッチ変速の場合に限らず、他の変速の際に実行することとしてもよい。

【0038】

【発明の効果】以上説明したようにこの発明の油圧制御装置によれば、ライン圧の昇圧を伴う潤滑油量の増量制御を行うとしても、その制御はイナーシャ相の開始までであるから、変速特性に直接的な影響が生じず、したがって変速ショックの悪化を防止することができる。

【0039】また請求項 2 に記載した発明では、ライン圧の昇圧を伴う潤滑油量の増量制御と並行してアキュムレータの背圧を低下させる制御を実行するから、摩擦係合装置の係合圧に対するライン圧の昇圧の影響が相殺され、その結果、変速ショックの悪化を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】請求項 1 に記載した発明を機能的な手段で示す概略的なブロック図である。

【図 2】請求項 2 に記載した発明を機能的な手段で示す概略的なブロック図である。

【図 3】この発明の一実施例における歯車列を主として示す模式図である。

【図 4】各変速段を設定するための摩擦係合装置の係合作動表を示す図である。

【図 5】ライン圧および潤滑油圧を調圧するための部分的な油圧回路を示す図である。

【図 6】第 2 ブレーキのアキュムレータの特性を制御するための部分的な油圧回路を示す図である。

【図 7】第 2 クラッチおよび第 1 ブレーキの係合・解放のタイミングを制御するための油圧回路の一例を示す図である。

【図 8】潤滑油の増量制御および摩擦係合装置の係合圧に対する影響を回避するための制御を行う制御ルーチンの一例を示すフローチャートである。

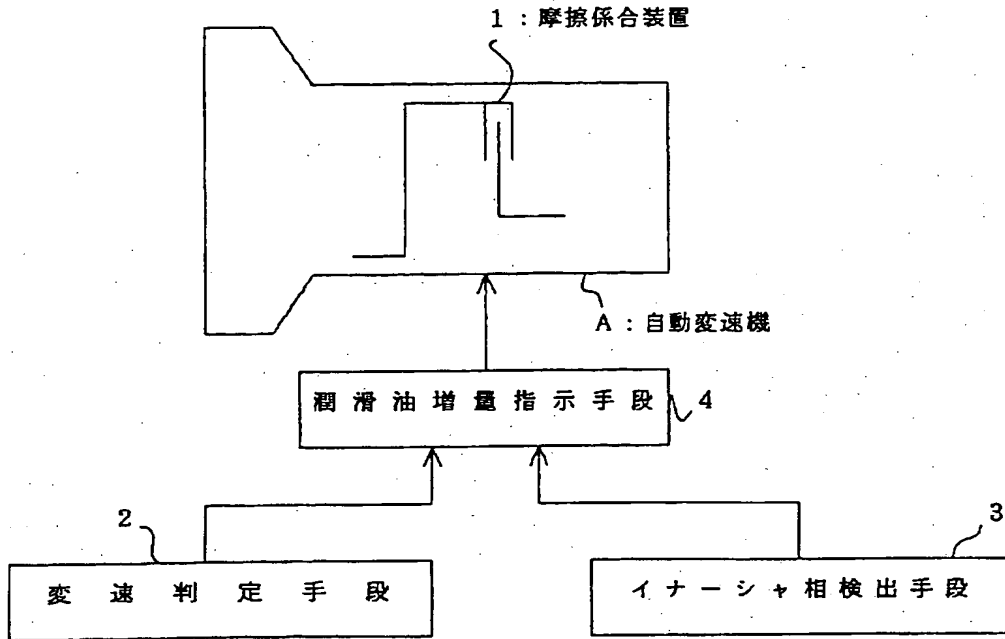
【図 9】ライン圧を制御するためのリニアソレノイドバルブの発生油圧とスロットル開度との関係を示す特性線図である。

【図 10】潤滑油の増量制御および摩擦係合装置の係合圧に対する影響を回避するための制御を行う制御ルーチンの他の例を示すフローチャートである。

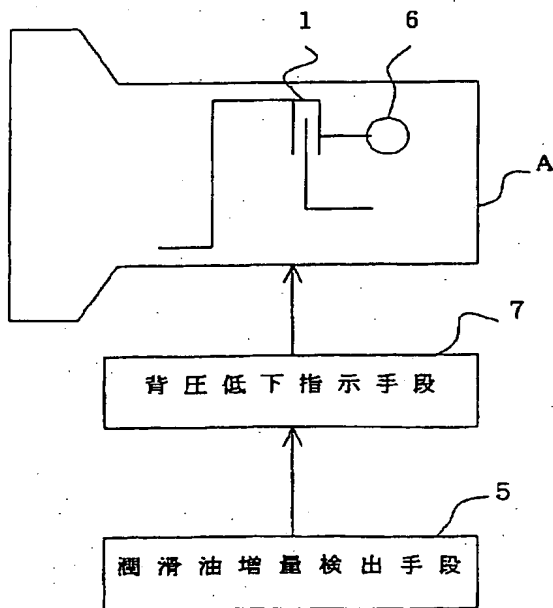
【符号の説明】

- | | |
|--------------|-------------|
| 1 摩擦係合装置 | 5 潤滑油増量検出手段 |
| 2 変速判定手段 | 6 アクチュエータ |
| 3 イナーシャ相検出手段 | 7 背圧低下指示手段 |
| 4 潤滑油増量指示手段 | |

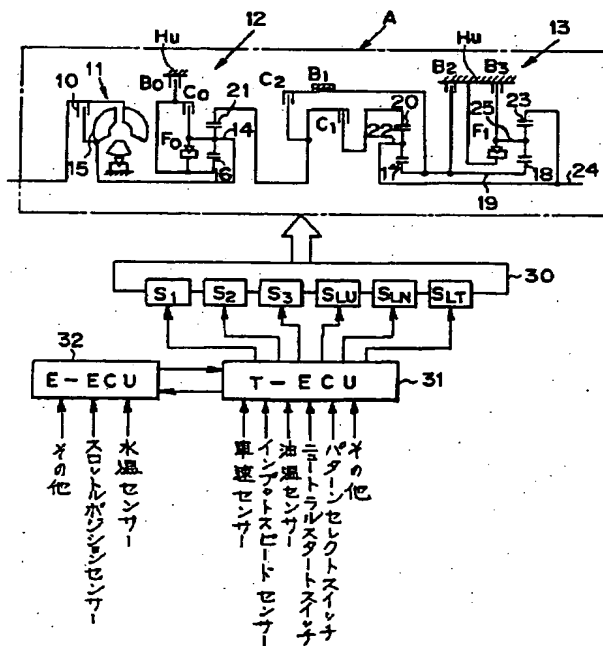
【図1】



【図2】



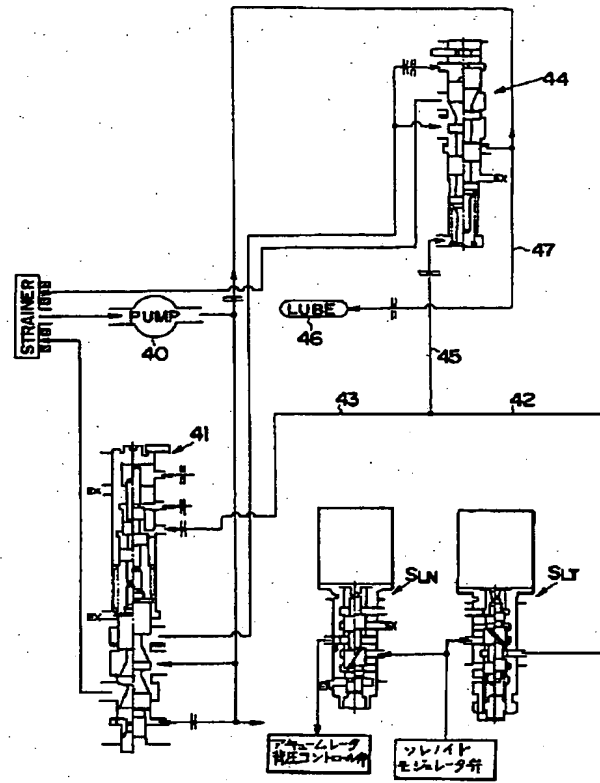
【図3】



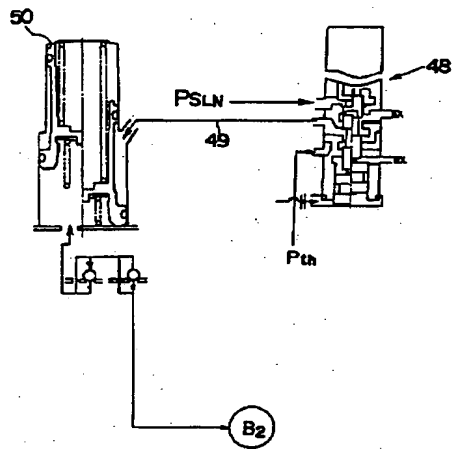
【図4】

	C0	C1	C2	B0	B1	B2	B3	F0	F1
P	○	×	×	×	×	×	×	×	×
R	○	×	○	×	×	×	○	○	×
N	○	×	×	×	×	×	×	×	×
D	1ST	○	○	×	×	×	×	○	○
	2ND	×	○	×	○	×	×	×	○
	3RD	○	○	×	○	×	×	×	×
	4TH	○	○	○	×	○	×	○	×
	5TH	×	○	○	○	○	×	×	×
S	1ST	○	○	×	×	×	×	○	○
	3RD	○	○	×	×	○	○	○	×
	4TH	○	○	○	×	×	○	○	×
L	1ST	○	○	×	×	×	×	○	○
	3RD	○	○	×	×	○	○	○	×

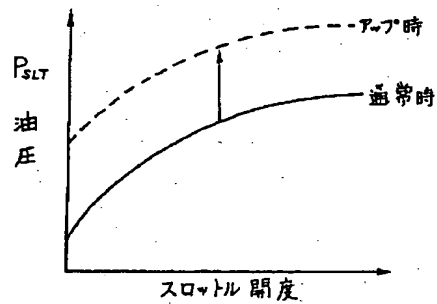
【図5】



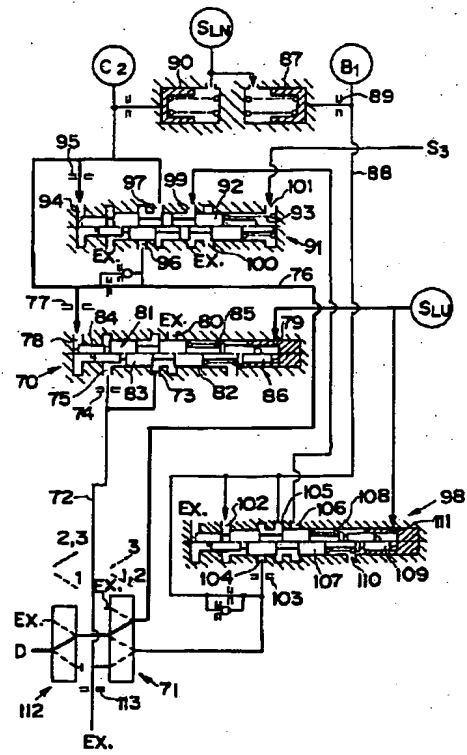
【図6】



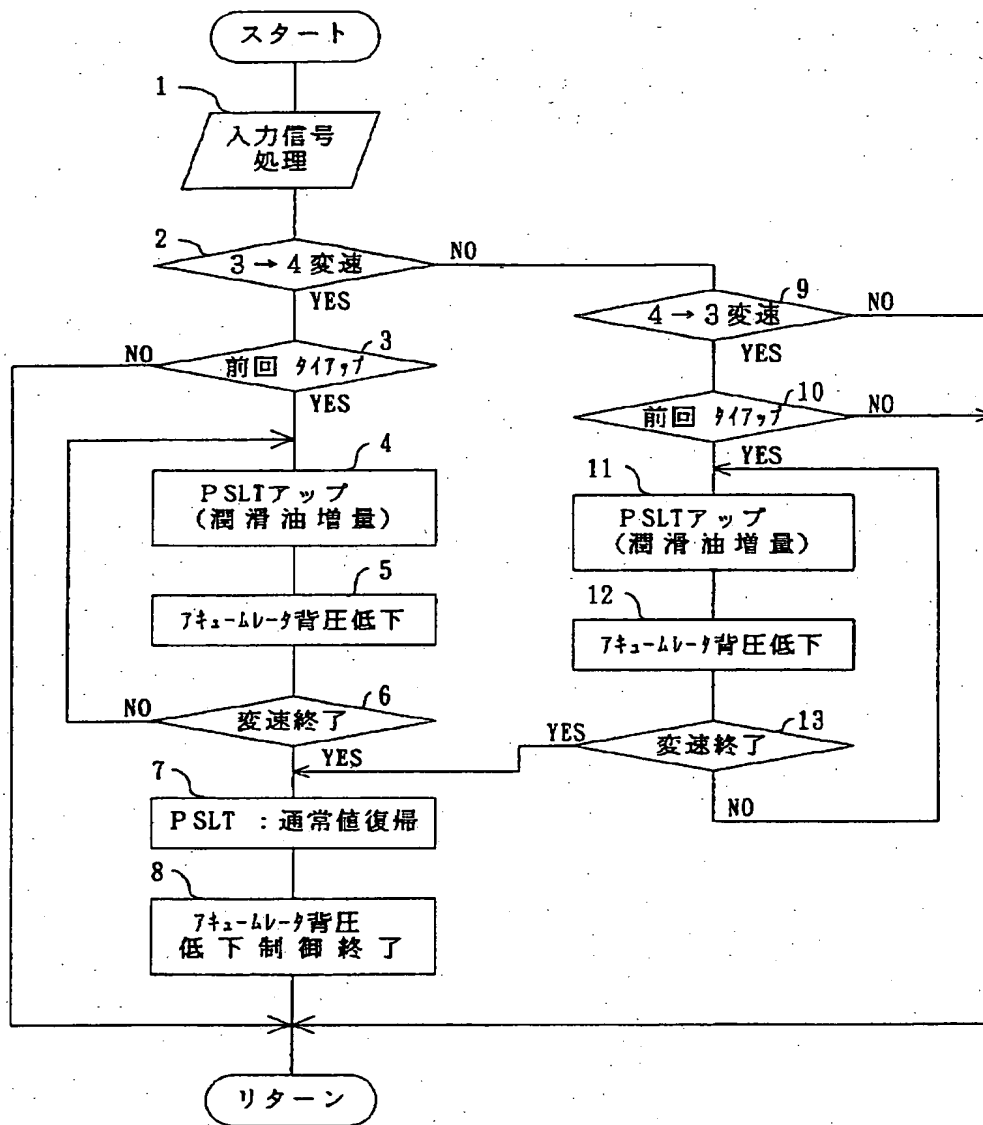
【図9】



【図 7】



【図8】



【図10】

